Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 37, 2, 2025. (29-48)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Energy and Exergy-Economic Investigation of a Combined Cycle of Simultaneous Production of Rankine Steam and Ejector Refrigeration Cycle Using Solar Energy*

Research Article

Kourosh Javaherdeh[1], Shadi Safari Sabet[2]

10.22067/jacsm.2024.88420.1267

Abstract
In recent years, increasing usage of fossil fuels has caused many environmental problems. So, exploitation of clean and renewable sources of energies such as solar energy is considered more seriously among the scientific communities and valuable research has been done about the possibility of this energy as source of different power, cooling and heating generation systems. In this research at first the cogeneration system comprises the cascade steam Rankine cycle, absorption cycle and vapor compression cycle with parabolic trough solar collector as heat source are simulated from energy, exergy, economic and exergoeconomic point of view. The simulation proceeds as follows: first, the mass, energy, and exergy conservation equations are written, and then, using the cost balance equation for each system component, the investment cost and exergy destruction cost rate are calculated. The result in basic input mode shows that total work output, total exergy destruction and net exergy efficiency are 35.21 KW, 356.8 KW and 12.5% respectively. The exergoeconomic results show that total cost rate is 56.86 $/hr and total exergoeconomic factor is 45.02 % that shows a good balance between initial and exergy destruction cost rates. Also solar collector and steam turbine should be further considered from the exergoeconomic viewpoint since these components have the highest value of cost rate. At the end, a parametric analysis is done in order to the investigation of the effect of change steam evaporator temperature, pinch point temperature different, steam condenser temperature and generator temperature on system performance from energy, exergy and exergoeconomic point of view.

Key Words Solar energy, Steam Rankine cycle, Absorption refrigeration cycle, Vapor compression cycle with ejector, Energy, Exergoeconomic.

1. Introduction

In the past years, studies have been carried out using the steam Rankine cycle, cascade cycle, and refrigeration cycle. In this research, the thermodynamic characteristics of cycles have been investigated and their performance optimized. However, the research on the possibility of combining the above three cycles for the simultaneous production of power and cooling has not been done, which is the main case for this research. A new combination method of exergy loss and primary equipment price is introduced to improve the economic optimization of the system. This method claims that exergy loss and not energy loss is a suitable concept that can be combined economically and thereby improve system performance. In the research, the performance of a new cascade system consisting of a steam Rankine cycle, absorption refrigeration cycle, and compression-ejection cycle with solar energy drive is introduced and studied in terms of energy and exergy economics. The performance of the system is that solar energy is used as the driver of the steam cycle, the heat rejection in the steam cycle is used as the driver of the absorption cycle, and the absorption evaporator acts as the condenser of the condensation cycle. The proposed design of the current research is in the structure that has been examined and analyzed. The conducted research includes models for energy and exergy and economic analysis of these cycles, as well as innovations about the tools inside it, which are mentioned below. Bellos et al.[1] investigated the performance of the single-effect absorption cycle of lithium bromide water with solar energy drive from the perspective of energy and exergy. The results indicated that by choosing the solar exergy efficiency as the target, the linear parabolic

*Manuscript received June 9, 2024. Revised August 19, 2024, Accepted October 26, 2024.

[1] Corresponding Author: Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan. **Email**: javaherdeh@guilan.ac.ir ,
[2] PhD student, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan.

collector has the highest solar efficiency and the minimum required collector area. Nazeri et al.[2], studied and investigated the performance of the combined Rankine steam and organic system with waste gases as a propellant in terms of energy, exergy, and exergy-economics. The results indicated that using R124 fluid has the highest exergy efficiency value of 57.62%. Also, to determine the effect of increasing the inlet pressure of the steam and organic turbine, the pinch difference and the analysis of the organic buffer were carried out on the output boundaries. Finally, two-objective optimization was done by genetic algorithm and the results indicated that the best result can be achieved with R152a fluid. Also, Kardegar[3], in a research, presented an integrated solar-geothermal energy system. This energy system consists of a one-stage geothermal evaporation chamber, a single-effect absorption refrigeration cycle, a heat pump cycle for drying operations, a solar energy storage system, two steam turbines for power generation, cooling production for domestic use, and a heating system. It is made for use. The results show that the energy and exergy efficiency of this system is 92% and 57%, respectively.

2. Performance of the combined system

The schematic diagram of the combined system can be seen in Figure 1 and the schematic diagram of the temperature-heat transfer rate of the evaporator in the steam cycle to obtain the temperatures of different parts of the heat exchanger can be seen in Figure 2. As can be seen in the figure, the solar driving oil at point 1 acts as the driver of the combined system, and after reducing the temperature in the organic evaporator, it returns to the linear parabolic collector to increase the temperature again. The steam Rankine cycle is also a simple four-component cycle that produces power in the turbine and removes heat in the condenser. The heat rejection of the steam condenser is a suitable heat source for low-temperature thermodynamic cycles, and in this research, increasing the temperature of the steam condenser to 22 degrees Celsius is used as the stimulus for the lithium bromide-water single-stage absorption cycle. Also, as can be seen in the figure, a cascade converter is used as a relationship between the absorption and ejection compression cycle, and the desired cooling output is produced in the evaporator of the ejection compression cycle with fluid as a refrigerant. In the ejector compression cycle, instead of the common pressure relief valve of the compression cycle, the ejector is used to reduce the fluid pressure. The two-phase fluid coming out of the ejector is also converted into liquid and saturated vapor by the separator. After passing through the compressor and increasing the pressure, the saturated vapor goes to the cascade heat exchanger, and the saturated liquid after passing through the pressure relief valve and reducing the pressure goes to the evaporator and produces refrigerant. It should be mentioned that alcohol solution in water is considered.

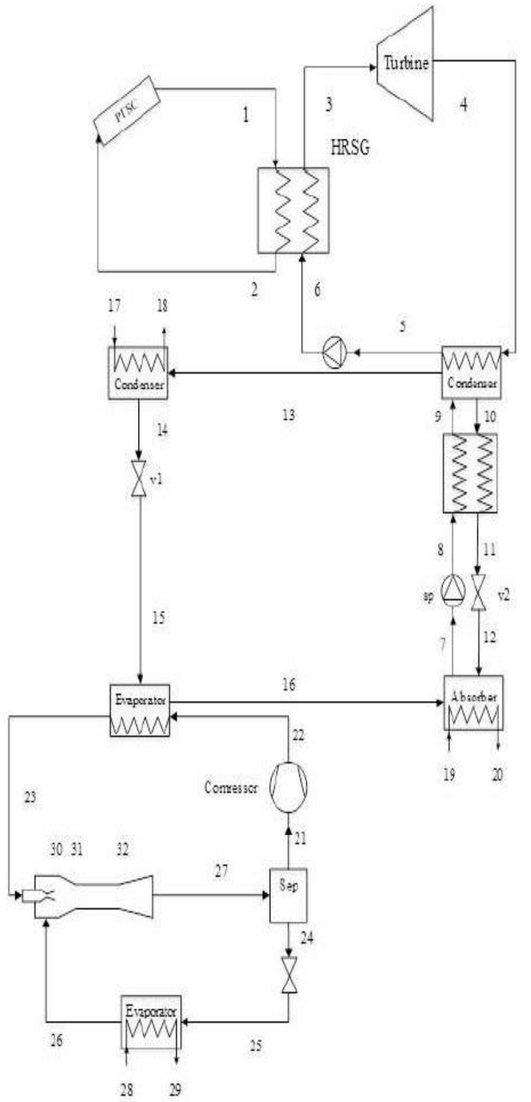


Figure 1: Schematic design of the combined system

3. Discussion and review

Also, relationships related to exergy-economic analysis in different components of the combined system are simulated by EES software. This software has a subset of properties of different fluids, which will be useful for simulating the combined system due to the use of different fluids in different parts. In this part, first, to verify the results obtained, the output values related to the lithium bromide-water single-stage absorption chiller with reference results [4] with completely identical input items according to Figure 3, in Table 4 related to the ejector compression cycle with the results Reference [5] is compared with completely identical input cases according to Table 5 in Table 6. As can be seen, there is a good agreement between the obtained results and the reference results.

4- Results

The output values related to the energy rate and exergies of different cycle components as well as the exergy efficiency of different cycle components are listed in Table 7. As can be seen, the highest amount of exergy destruction

occurs in the solar collector and steam evaporator. Also, the highest exergy efficiency is related to the absorption evaporator/condensation condenser, and the lowest value of exergy efficiency is related to the absorption absorber and solar collector. Also, in the basic input mode, the total work base is 21.33 kW, the total irreversibility is 333.8 kW, and the overall exergy efficiency is 12.53%. Finally, Table 8 shows the exergy-economic results for the combined cycle. From the table, it is clear that the solar collector and steam turbine should be considered more than other components from an exergy-economic point of view because almost the largest amount belongs to these components. Also, as can be seen from the table, the absorption condenser has the lowest value of the exergy-economic factor. The value obtained for the mentioned component means that the price of exergy destruction prevails over the initial price, which reduces the exergy-economic factor. In the case of such components in the initial price increase cycle, it is recommended to reduce the amount of exergy degradation. This is achieved in heat exchangers by increasing the area of the heat exchanger (which leads to an increase in its initial price) and on the other hand, reducing the temperature difference in the heat exchanger (which leads to a decrease in irreversibility in the heat exchanger). Also, the unit cost of electrical energy produced by the turbine in the steam Rankine cycle is 31.43 dollars per gigajoule. In the end, it should be mentioned that the total value of the exergy-economic factor for the combined cycle is 43.52%. This value indicates that there is a relatively good balance between the cost rate of exergy destruction and the initial cost rate of the combined cycle.

5- Conclusion

In this research, the cogeneration cascade cycle consisting of the Steam Rankine Cycle, Absorption Refrigeration Cycle, and Thermal Cycle with a linear parabolic solar collector driver was simulated from the perspective of energy, exergy, economy, and exergy-economic. After checking the results in the basic input mode, bank analysis was done to check different effects on energy, exergy, economic and exergy-economic results. The results of this research indicated that:

- In the basic input mode, the total work is 21.35 kW, and the total irreversibility is 365.8 kW, and the overall exergy efficiency is 12.05%.
- The highest amount of exergy destruction occurs in the solar collector and steam cycle evaporator.
- The results of the analytical analysis indicate that increasing the steam evaporator creates a maximum for the overall work, increasing the exergy efficiency and reducing the costs, and has a positive effect on the performance of the combined system.
- Increasing the high-temperature difference decreases the work output, exergy efficiency, and overall rate.
- Increasing the steam condenser reduces the work output, exergy efficiency, and overall cost rate.
- Increasing the absorption generator increases work output, exergy efficiency, and overall cost rate.

References

[1] E. Bellos, C. Tzivanidis & K.A. Antonopoulos, “Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, no. 7, pp. 49-59, 2016. https://doi.org/10.1016/j.enconman. 2017.01.041

[2] N. Nazari, P. Heidarnejad & S. Porkhial, “Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergoeconomic analysis for waste heat recovery application,” *Energy Conversion and Management*, vol. 127, no. 3, pp. 66-79, 2016. https://doi.org/10.1016/j.enconman. 2016.09.022.

[3] A. Kardgar, “Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling,” *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 34, no. 4, pp. 19-34, 2023. https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.1108

[4] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, & L. Wrobel, “Design and construction of a LiBr–water absorption machine,” *Energy Conversion and Management,* vol. 44, no. 2, pp. 483-508, 2003. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2

[5] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, & X. Wang, “Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle,” *Applied Energy*, vol. 121, no. 9, pp. 6-10, 2014. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

انجمن مهندسی ساخت و تولید ایران

دانشگاه فردوسی مشهد

بررسی اگزرژی-اقتصادی و انرژی یک سیکل ترکیبی تولید همزمان رانکین بخار و سیکل تبرید اجکتوری با استفاده از انرژی خورشیدی*

مقاله پژوهشی

کورش جواهرده[(۱)] شادی صفری ثابت[(۲)]

10.22067/jacsm.2024.88420.1267

چکیده *در این تحقیق سیکل تولید همزمان آبشاری رانکین بخار، سیکل جذبی و سیکل تراکمی اجکتوری با کلکتور خورشیدی سهموی خطی از دیدگاه انرژی، اگزرژی، اقتصادی و اگزرژی ـ اقتصادی بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در حالت ورودی پایه، کارکلی ۳۵/۲۱ کیلووات، بازگشت‌ناپذیری کلی ۳۶۵/۸ کیلووات و بازده اگزرژی کلی ۱۲/۰۵ درصد می‌باشد. نتایج تحلیل اگزرژی ـ اقتصادی نیز بیان می‌کند نرخ هزینه کلی ۵۶/۸۶ دلار بر ساعت بوده و مقدار فاکتور اگزرژی ـ اقتصادی ۴۵/۰۲ درصد است که نشان دهنده توازن مطلوب بین نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب اگزرژی در سیستم است. همچنین بررسی کلکتور خورشیدی و توربین بخار، به دلیل بیشترین مقدار نرخ هزینه حائز اهمیت است. در نهایت یک تحلیل پارامتریک به منظور بررسی اثر تغییر دمای اواپراتور بخار، اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار، دمای کندانسور بخار و دمای ژنراتور جذبی بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی ـ اقتصادی انجام شده است.*

واژه‌های کلیدی انرژی خورشیدی، سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی، سیکل تراکمی اجکتوری، انرژی، اگزرژی ـ اقتصادی.

مقدمه

در سال‌های گذشته مطالعات مختلفی در مورد استفاده از سیکل رانکین بخار، سیکل آبشاری و سیکل تبرید اجکتوری انجام شده است. در این تحقیقات خصوصیات ترمودینامیکی سیکل‌ها مورد بررسی قرار گرفته و بهینه‌سازی عملکرد آن‌ها انجام شده است. اما تحقیقات در مورد امکان ترکیب سه سیکل فوق به منظور تولید همزمان قدرت و برودت انجام نشده است که این مورد انگیزه اصلی برای این تحقیق می‌باشد. روشی جدید ترکیبی از اتلاف اگزرژی و قیمت ابتدایی تجهیزات برای بهبود بخشیدن به بهینه‌سازی اقتصادی سیستم معرفی شده است. این روش ادعا می‌کند که اتلاف اگزرژی و نه اتلاف انرژی مفهوم مناسبی است که می‌توان آن را با پارامترهای اقتصادی ترکیب کرد و به وسیله آن عملکرد سیستم را بهبود بخشید. در تحقیق حاضر عملکرد یک سیستم جدید آبشاری متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی ـ اجکتوری با محرک انرژی خورشیدی معرفی و از منظر انرژی و اگزرژی ـ اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار می‌گیرد. عملکرد سیستم به این شکل بوده که از انرژی خورشیدی به عنوان محرک سیکل بخار، از دفع گرما در سیکل بخار به عنوان محرک سیکل جذبی استفاده شده و اواپراتور جذبی به عنوان کندانسور سیکل تراکمی عمل می‌کند. ساختار پیشنهادی تحقیق حاضر ساختار جدیدی بوده که مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. تحقیقات انجام شده مدل‌هایی برای تحلیل انرژی و اگزرژی و اقتصادی این سیکل‌ها و همچنین نوآوری‌هایی درباره ابزارهای داخل آن را در بر می‌گیرد که در

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۳/۳/۲۰ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۳/۸/۵ می باشد.

(۱)دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان.
(۲)نویسنده مسئول : استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان.

Email: javaherdeh@guilan.ac.ir

زیر به آن‌ها اشاره شده است. بلوس و همکاران [1]، عملکرد سیکل جذبی تک اثر لیتیم بروماید آب با محرک انرژی خورشیدی را از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که با انتخاب بازده اگزرژی خورشیدی به عنوان تابع هدف، کلکتور سهموی خطی بیشترین مقدار بازده خورشیدی و کمترین مقدار مورد نیاز مساحت کلکتور را دارا می‌باشد. ناظری و همکاران [2]، عملکرد سیستم ترکیبی رانکین بخار و آلی با محرک گازهای اتلافی را از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی ـ اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که با استفاده از سیال R124 بالاترین مقدار بازده اگزرژی با مقدار ۵۷/۶۲ درصد را داراست. همچنین تحلیل پارامتری به منظور تعیین اثر افزایش فشار ورودی توربین بخار و آلی، اختلاف دمای پینچ و دمای کندانسور آلی بر روی پارامترهای خروجی انجام گردید. در نهایت بهینه‌سازی دو هدفه به وسیله الگوریتم ژنتیک انجام شد و نتایج حاکی از آن بود که با سیال R152a می‌توان به بهترین نتیجه دست یافت. همچنین کاردگر [3] در پژوهشی، یک سامانه انرژی یکپارچه خورشیدی ـ زمین گرمایی را ارائه داده است. این سامانه انرژی از یک محفظه تبخیر یک‌مرحله‌ای زمین گرمایی، سیکل تبرید جذبی تک‌اثره، سیکل پمپ حرارتی برای عملیات خشک کردن، سامانه ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی، دو توربین بخار برای تولید توان، تولید سرمایش برای مصارف خانگی و سامانه گرمایشی برای مصارف صنعتی تشکیل شده است. نتایج نشان می‌دهد راندمان انرژی و اگزرژی کل این سامانه به ترتیب ۹۲٪ و ۵۷٪ است. در تحقیقی دیگر ژو و همکاران [4]، عملکرد سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی را از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که استفاده از سیال عامل دوتایی در سیکل آلی زیرین باعث بهبود عملکرد سیکل می‌شود و حداکثر تا ۱۴/۴ درصد بازده کلی را افزایش می‌دهد. دان وو و همکاران [5]، سیکل ترکیبی رانکین آلی و پمپ حرارتی با محرک کلکتور خورشیدی را به منظور تولید قدرت و برودت، از منظر انرژی و اقتصادی شبیه‌سازی و مطالعه نمودند و با معرفی توابع اقتصادی مربوطه عملکرد این سیکل ترکیبی را بهینه‌سازی کردند. پاتل و همکاران [6]، تحلیل ترمواقتصادی برای سیکل ترکیبی رانکین آلی و سیکل تراکمی ـ جذبی انجام دادند. در این تحقیق تحلیل انرژی، اگزرژی و اقتصادی برای سیکل انجام گردید. نتایج نشان از بهبود عملکرد انرژی و سرمایش دارد. لیزارت و همکاران [7]، عملکرد سیکل ترکیبی رانکین و تراکمی بخار را از منظر انرژی و اگزرژی مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق از تولوئن به عنوان سیال در سیکل آلی و از آمونیاک و دی اکسید کربن به عنوان سیال عامل سیکل تراکمی استفاده شد. نتایج این بررسی حاکی از ضریب بیشینه ۰/۷۹ و بازده اگزرژی ۳۱/۶ درصد برای سیکل مذکور بود. در مطالعه‌ای دیگر، غائبی و همکارانش [8]، یک سیکل تبرید ترکیبی جدید قدرت و اجکتور با ترکیب مناسب یک سیکل کالینا و یک سیکل تبرید اجکتور برای تولید توان خروجی و خروجی خنک‌کننده به طور همزمان پیشنهاد دادند. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که چرخه پیشنهادی در حالت بهینه بر اساس توابع هدف انتخاب شده، مطلوب عمل می‌کند. علاوه بر این، می‌توان راندمان حرارتی را برای چرخه پیشنهادی با توجه به فشار مولد بخار، دمای مولد بخار و دمای منبع گرما به حداکثر رساند. همچنین، نشان داده شده است که اجکتور سهم اصلی را در تلفات اگزرژی دارد که توسط کندانسور دنبال شده است. همچنین، مقیمی و همکاران [9]، عملکرد یک پیکربندی جدید از یک سیکل ترکیبی سرمایش، گرمایش و برق که شامل یک سیکل برایتون، یک سیکل رانکین، یک سیکل تبرید اجکتوری و یک آبگرمکن خانگی با استفاده از انرژی مورد بررسی قرار گرفته دادند. تجزیه و تحلیل اگزرژی ـ اقتصادی نتایج نشان می‌دهد که چرخه تولید توان و تبرید در مقایسه با یک چرخه ساده برایتون دارای اگزرژی و بازده انرژی بیشتری است. با مقایسه چرخه تولید همزمان توان و قدرت با چرخه برایتون متناظر، مشخص شد که چرخه تولید همزمان نسبت به چرخه برایتون، بازده اگزرژی (۷٪) و بازده انرژی (۱۲٪) بالاتری دارد. لی و همکاران [10]، عملکرد یک سیستم ترکیبی رانکین بخار و آلی را با محرک انرژی خورشیدی از منظر انرژی و اگزرژی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق بخار به طور مستقیم در کلکتور خورشیدی تولید و به منبسط کننده اسکرو جهت تولید قدرت فرستاده شد. همچنین از دفع گرمای کندانسور سیکل بالایی به عنوان محرک سیکل پایینی استفاده گردید. نتایج حاکی از بازده در رنج ۱۳/۶۸

تا ۱۵/۶۲ درصد برای سیستم ترکیبی بود. بلوس و همکاران [11] در تحقیق دیگری در سال ۲۰۱۸ عملکرد سیکل جذبی اجکتوری با محرک کلکتور سهموی خطی و تانک را از منظر انرژی و اگزرژی با سیکل جذبی ساده مورد مقایسه قرار دادند. نتایج حاکی از بهبود ۶۰/۹ درصدی بازده سیکل اجکتوری در دمای اواپراتور ۱۲/۵ درجه سلسیوس و دمای کندانسور ۳۰ درجه سلسیوس بود. در تحقیق حاضر عملکرد یک سیستم جدید آبشاری متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی ـ اجکتوری با محرک انرژی خورشیدی معرفی و از منظر انرژی و اگزرژی ـ اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار می‌گیرد. عملکرد سیستم به این شکل بوده که از انرژی خورشیدی به عنوان محرک سیکل بخار، از دفع گرما در سیکل بخار به عنوان محرک سیکل جذبی استفاده شده و اواپراتور جذبی به عنوان کندانسور سیکل تراکمی عمل می‌کند. آر. جی. سوزا و همکاران [12]، یک سیستم تولید همزمان را برای دستیابی به نیازهای جزئی الکتریکی و حرارتی یک ساختمان در دانشگاه دولتی پیشنهاد کردند. این سیستم پیشنهادی شامل یک موتور احتراق داخلی (ICE)، یک چرخه رانکین آلی (ORC) و تجهیزاتی است که به عنوان سینک عمل می‌کنند. نتایج نشان داد که حالت ترکیبی می‌تواند از ۱۸/۹٪ تا ۳۷/۵٪ از تقاضای برق را برآورده کند، در حالی که حالت عادی می‌تواند از۱۲/۴٪ تا ۲۴/۵٪ پاسخ دهد. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی گزارش کرد که این ترکیب باعث افزایش ۳۳/۶ درصدی در تولید توان مکانیکی، افزایش بازده انرژی تقریبا از ۴/۵ درصد به ۳۴/۵ درصد و همچنین بازده اگزرژی حدود ۴۰ درصد و کاهش کل اگزرژی تخریب شده را می‌دهد. یازی وانگ و همکارانش [13]، برای دستیابی به تأمین برق و سرمایش برای کاربران، یک سیستم خنک‌کننده و قدرت ترکیبی جدید برای استفاده از منابع گرمایی با درجه پایین، مانند گرمای زباله صنعتی، انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی پیشنهاد دادند. برای افزایش کارایی سیستم ترکیبی قدرت و خنک‌کننده سنتی، یک سیستم جدید مبتنی بر چرخه توان جذبی (APC) و سیستم تبرید اجکتوری به کمک تقویت‌کننده طراحی شده است. نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی به کمک کمپرسور تقویت‌کننده، بازده انرژی بالاتری نسبت به چرخه سنتی APC دارد. نتایج مدل‌سازی نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند ظرفیت خنک‌کننده و توان خالص خروجی را با دریافت انرژی از منبع گرمایی درجه پایین فراهم کند. همچنین، اشرف و همکارانش [14]، یک سیستم ادغامی تبرید و قدرت اجکتور دو فلاش را ارائه کردند. علاوه بر این، یک تحلیل پارامتری کامل نشان داد که بازده انرژی و اگزرژی را می‌توان با توجه به فشار توربین و فشار اجکتور بهینه کرد. علاوه بر این، نشان داده شده است که با افزایش فشار اجکتور، دمای اواپراتور و نسبت فشار کمپرسور، کارایی انرژی و ظرفیت خنک‌کننده بالاتری به دست می‌آید. گوجویی و همکارانش [15]، با مقایسه عملکرد چهار سیستم یکپارچه خورشیدی جدید با کمک آنالیز انرژی و اگزرژی پرداختند. این سیستم‌ها از یک واحد یا دو واحد از یک سیستم تبرید با جذب سه‌گانه برای تولید خنک‌کننده از طریق استفاده از آب گرم به دست آمده در خروجی کلکتور خورشیدی استفاده می‌کنند. چرخه‌های قدرت بر اساس چرخه‌های رانکین آلی و کالینا هستند. در آرایش متفاوت، زمانی که یک واحد از سیستم تبرید جذبی با سیکل رانکین آلی مبتنی بر ایزوپنتان جایگزین می‌شود، بدون شک خروجی خنک‌کننده کاهش یافته، اما توان خالص سیستم با یک سیکل رانکین آلی (بر اساس ایزوپنتان) و یک چرخه کالینا افزایش می‌یابد. ذوقی و همکارانش [16]، به مطالعه بازیابی گرمای اتلافی از یک چرخه توربین گاز بازیاب، زمانی که توسط یک منبع حرارت ترکیبی متشکل از برج انرژی خورشیدی و تبدیل به گاز زیست توده هدایت می‌شود، پرداختند. این سیستم از زیرسیستم‌های برق، سرمایش، گرمایش و تولید هیدروژن تشکیل شده است. اگرچه افزایش تابش عادی مستقیم باعث کاهش جزئی در عملکرد ترمودینامیکی سیستم شده است، اما عملکرد سیستم را از نظر اقتصادی و زیست‌محیطی بهبود بخشیده است. کآو و همکارانش [17]، دو سیستم تولید همزمان مختلف برای سرمایش و تولید برق پیشنهاد دادند. یک توربین گاز و یک سیکل تبرید اجکتوری در پیکربندی‌ها استفاده می‌شود که در آن چرخه توربین گاز از بیوگاز به عنوان سوخت مورد نیاز استفاده می‌کند. نتایج نشان داده است که هم بازده انرژی و هم بازده اگزرژی سیکل تبرید توربین گاز/ اجکتور ترکیبی مرسوم می‌تواند به ترتیب تا ۴۴/۶٪ و ۳۳/۵۴٪ بهبود یابد. احمدی و

همکاران [18]، یک سیستم با ادغام چرخه توربین گاز، یک مولد بخار بازیابی حرارت با فشار دوگانه، یک واحد نمک‌زدایی چند اثره، یک سیکل رانکین آلی تبرید با یک اجکتور، و یک الکترولیز غشایی مبادله پروتون پیکربندی کردند. نتایج بهینه‌سازی‌های تک هدفه نشان داد که حداکثر بازده اگزرژی ممکن و نرخ تولید آب شیرین به ترتیب ۷۲٪ و ۱۳۵۴ متر مکعب در روز است و کمترین نرخ هزینه کل ۶۱۱ دلار در ساعت است. مطالعه پارامتریک مقایسه‌ای نشان داد که نتیجه بهینه‌سازی سه‌هدفه از نظر اهداف و قابلیت اطمینان مطلوب است. مصطفی و همکارانش [19]، یک سیستم تبرید قدرت ترکیبی مبتنی بر زمین گرمایی و دوگانه اجکتور با استفاده از مخلوط زئوتروپیک به عنوان سیال کاری با ترکیب قابل تنظیم ارائه، بررسی و از دیدگاه اگزرژی ـ اقتصادی ارائه کردند. نتایج نشان داد که ترکیب مخلوط و فشار خروجی توربین بیشترین تأثیر را بر تخریب کل اگزرژی و توان خالص خروجی دارد، در حالی که دمای خروجی اواپراتور بیشترین تأثیر را بر ظرفیت تبرید دارد. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که برای سیستم پیشنهادی، بازده انرژی و راندمان اگزرژی به ترتیب ۶٪ و ۱۱٪/۹ بهبود یافته است. دادپور و همکارانش [20]، سیکل تبرید اجکتور با معادلات انرژی، اگزرژی و اجکتور با معادله گاز دینامیکی مدل‌سازی کردند. پس از مدل‌سازی، پارامترهای مؤثر یعنی دمای خروجی کندانسور، دما و فشار ورودی به نازل ثانویه و دمای ورودی به نازل اولیه با استفاده از روش بهینه‌سازی چند هدفه بهینه شده است. مشخص شد که چرخه تبرید اجکتور انرژی الکتریکی و هزینه سرمایه‌گذاری به ترتیب ۰/۷۴۳ کیلووات و ۰/۰۰۲۸ دلار در ساعت کاهش یافته و همچنین ضریب عملکرد را ۰/۹۱۷ در مقایسه با سیستم‌های تبرید معمولی در خودرو افزایش یافته است. محمد و همکارانش [21]، با یک ادغام مؤثر بین چرخه نمک‌زدایی، رطوبت‌زدایی با آب و چرخه اجکتوری حلقه‌باز را برای تولید همزمان آب شیرین و انرژی خنک‌کننده برای خدمت به تعداد معینی از ساکنان پیشنهاد داد. علاوه بر این، یک تحلیل حساس برای تخمین تغییرات در عملکرد سیستم به دلیل عدم قطعیت شرایط عملیاتی انجام شد. این عملکرد بسیار بهتر از آثار منتشر شده قبلی بود و می‌تواند با افزایش حداکثر دمای آب دریا بیشتر بهبود یابد. یمئو جیانگ و همکارانش [22]، یک سیستم بهره‌برداری مرحله‌ای از حرارت هدر رفته یک چرخه انرژی گوگرد ـ کربن دی اکسید با گرمایش جزئی و یک سیکل تبرید اجکتوری حرارتی را ترکیب کرد و برای بهبود عملکرد توربین گاز پیشنهاد داد. گرمای خروجی توربین گاز توسط دو بخاری گازی در چرخه قدرت و یک بخاری زباله استفاده شد. نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند بازده حرارتی و اگزرژی را به میزان ۲۸/۲۳ درصد و ۲/۶۵ درصد در مقایسه با چرخه عادی بهبود بخشد. همچنین غفوریان و همکارش [23] به منظور بهینه‌سازی انرژی و بهبود هزینه‌های آن، یک روش جدید برای بهبود سیستم‌های تولید همزمان قدرت و گرما و سرما با محرکه موتور گازسوز ارائه دادند. در تحقیقی دیگر قلی‌زاده و همکاران [24]، یک مطالعه طراحی یک سیستم چند نسلی پیشرفته را ارائه کردند که از پتانسیل یک توربین گازی همراه با فناوری دو تبخیرکننده دو حلقه اجکتوری، نمک‌زدایی اسمز معکوس، الکترولیز غشای تبادل پروتون و یک چرخه رانکین آلی تشکیل شده است. از طریق بهینه‌سازی دقیق، این سیستم به نتایج قابل توجهی از جمله تولید برق، ظرفیت سرمایش، ظرفیت گرمایش، تولید آب نمک‌زدا و بازده هیدروژن دست یافت که با ۹۵۷/۳ کیلووات، ۲۳۱/۴ کیلووات، ۲۷۲/۳ کیلووات، ۷/۳۳۶ کیلوگرم بر ثانیه، و ۰/۹۹ کیلوگرم در ساعت اندازه‌گیری شده است. از طریق ارزیابی دقیق، ایزوبوتن به عنوان انتخاب بهینه ظاهر شد و توان خروجی را به طور قابل توجهی در مقایسه با جایگزین‌ها بهبود بخشید. در تحقیق دیگری جواهرده و همکارانش [25]، به شبیه‌سازی سیکل رانکین بخار و آلی از منظر اگزرژی اقتصادی با محرکه گازهای احتراقی پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که در حالت پایه، بازده انرژی و اگزرژی سیکل ترکیبی به ترتیب ۰/۲۷۸۲ و ۰/۵۲۷۹ بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری نیز به ترتیب ۷۱۴۰۱ کیلووات و ۴۳۶۱۶۰ کیلووات شده است.

تحلیل ترمودینامیکی

تحلیل ترمودینامیکی از معادلات توازن جرم، آنتروپی، انرژی و اگزرژی تشکیل شده است که در ادامه به آن‌ها اشاره می‌شود.

معادله توازن جرم

اصل پایستگی جرم یک اصل بنیادی در هر تحلیل ترمودینامیکی می‌باشد، این اصل برای حجم کنترلی که در شکل مشاهده شده، به صورت معادله زیر است [26,27]:

$$\sum_k \dot{m}_i - \sum_k \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (۱)$$

$\dot{m}$ دبی جرمی، زیروندهای i و e به ترتیب معرف ورود و خروج به حجم کنترل و زیروند cv نشان‌دهنده حجم کنترل می‌باشند.

معادله توازن انرژی

معادله توازن انرژی یک حجم کنترل، با تمام انرژی‌های ورودی و خروجی آن مرتبط می‌باشد. قانون اول ترمودینامیک که قانون پایستگی انرژی نیز نام دارد، به شکل زیر تعریف می‌شود [27,28]:

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{{v_i}^2}{2} + gz_i\right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{{v_e}^2}{2} + gz_e\right) = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (۲)$$

تحلیل اگزرژی

تحلیل اگزرژی یک روش تحلیلی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک می‌باشد که به صورت ویژه میزان کارایی را در سیستم ارزیابی می‌کند، معیارهایی برای دستیابی به کارکرد ایدئال سیستم معرفی کرده و به طور روشن‌تری دلایل و نقاط اتلاف ترمودینامیکی را معین می‌سازد. در نتیجه، تحلیل اگزرژی می‌تواند در بهبود عملکرد و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی مورد استفاده قرار گیرد. بازده انرژی معمولا گمراه کننده است زیرا معیاری برای عملکرد سیستم جهت رسیدن به حالت ایدئال را مشخص نمی‌کند. علاوه بر آن، تلفات ترمودینامیکی که در یک سیستم رخ می‌دهد، معمولا با تحلیل انرژی نمی‌تواند به طور دقیق شناسایی و ارزیابی گردد. تحلیل اگزرژی امکان برطرف کردن بسیاری از نواقص و کمبودهای روش تحلیل انرژی را فراهم می‌سازد. تحلیل اگزرژی بر پایه قانون دوم ترمودینامیک استوار است و در شناسایی دلایل و نقاط اتلاف انرژی و مشخص کردن میزان ناکارایی سیستم‌ها بسیار مفید و کارآمد می‌باشد [28].

تخریب اگزرژی

معمولا محاسبه تخریب اگزرژی هدف اصلی در تحلیل اگزرژی یک سیستم می‌باشد، زیرا این عامل باعث اتلاف منابع در سیستم‌های گرمایی ـ شیمیایی بوده و در تحلیل اگزرژی معمولا روش‌ها و متدهایی برای کاهش این اتلافات بررسی و ارائه می‌گردد. موازنه اگزرژی می‌تواند برای تعیین نوع و بزرگی اتلاف منبع انرژی در یک جزء به کار رود و همچنین راهکارهایی برای استفاده مؤثرتر از منابع سوخت معرفی کند. برای یک سیستم در حالت یکنواخت موازنه اگزرژی به صورت زیر نوشته می‌شود [28]:

$$\dot{E}x_i + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_D \quad (۳)$$

به طوری که $\dot{E}x_e$ و $\dot{E}x_i$ به ترتیب نرخ جریان اگزرژی خروجی از سیستم و ورودی به سیستم، $\dot{E}x_Q$ نرخ اگزرژی متناظر با انتقال حرارت برای گرمای ورودی، $\dot{E}x_w$ نرخ اگزرژی متناظر با انتقال کار برای کار انجام شده توسط سیستم و $\dot{E}x_D$ برابر نرخ تخریب اگزرژی می‌باشد. برای هر کدام از اجزای معادله روابط زیر را خواهیم داشت [29]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_i \quad (۴)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i})\dot{Q}_i \quad (۵)$$

$$\dot{E}x_e = \dot{m}_e ex_e \quad (۶)$$

$$\dot{E}x_i = \dot{W} \quad (۷)$$

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (۸)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (۹)$$

که T_0 دمای حالت مرده و $\dot{S}_{gen}$ تولید آنتروپی در اثر بازگشت‌ناپذیری‌ها در سیستم می‌باشد. همچنین ex_{ph} و ex_{ch} به ترتیب، اگزرژی فیزیکی و شیمیایی فرایند هستند که به صورت زیر تعریف می‌گردند، لازم به ذکر است که اگزرژی شیمیایی برای سوخت‌ها به صورت زیر به کار می‌رود [30]:

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (۱۰)$$

$$ex_{mix}^{ch} = (\sum_{i=1}^{n} x_i\, ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^{n} x_i \ln x_i) \quad (۱۱)$$

بازده اگزرژی بازده قانون دوم

برای دقت نظر بیشتر نسبت به چگونگی توزیع اگزرژی در یک فرایند، تعریف نسبت‌های اگزرژی مفید به نظر می‌آید. بازده اگزرژی پارامتری برای ارزیابی نحوه کارکرد ترمودینامیکی است و سنجش حقیقی کارایی یک سیستم انرژی را از نقطه‌نظر ترمودینامیکی فراهم می‌سازد. در تعریف بازده اگزرژی لازم است تا هر دو مفهوم محصول و سوخت اگزرژی مرتبط به سیستم شناسایی گردد. باید در نظر داشت که برای برخی سیستم‌های ترمودینامیکی تعریف بازده اگزرژی میسر نمی‌باشد یا حداقل هیچ مفهومی ندارد، زیرا سوخت یا محصول به وضوح شناخته شده نیستند. محصول اگزرژی، جریان اگزرژی مفید حاصل از یک سیستم یا دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می‌باشد. در نهایت با تعریف سوخت و محصول دستگاه به وسیله مفهوم اگزرژی بازده اگزرژی سیستم به شکل کلی زیر تعریف می‌شود [28]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (۱۲)$$

در رابطه فوق $\dot{E}x_P$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب مربوط به جریان اگزرژی محصول و سوخت سیستم می‌باشند.

تحلیل اگزرژی ـ اقتصادی

تحلیل اگزرژی اطلاعات مورد نیاز به منظور طراحی و بررسی عملکرد یک سیستم از دیدگاه ترمودینامیکی را در اختیار می‌گذارد ولی با این حال ما نیازمند هستیم که بدانیم تخریب و اتلاف اگزرژی در اجزای سیستم چه مقدار هزینه در پی خواهد داشت. یافتن بینش نسبت به این هزینه در بهینه‌سازی یک سیستم به لحاظ کارایی اقتصادی بسیار مفید خواهد بود. در تحلیل اگزرژی ـ اقتصادی از نرخ هزینه‌های مرتبط با هر جریان ماده یا انرژی برای محاسبه متغیرهای اگزرژی ـ اقتصادی اجزای سیستم استفاده می‌گردد. این متغیرها با هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه‌های مرتبط با ناکارآمدی‌های ترمودینامیکی سر و کار دارند.

هزینه‌گذاری اگزرژی

در فرایند هزینه‌گذاری اگزرژی به هر جریان یک هزینه نسبت داده می‌شود، نرخ هزینه مربوط به i امین جریان ماده به صورت $\dot{C}_i$ دلار بر ساعت نمایش داده می‌شود و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (۱۳)$$

که $\dot{E}_i$ (KW) نرخ اگزرژی جریان و C_i (\$/Kw.hr) هزینه مربوط به ازای واحد اگزرژی می‌باشد. همچنین به جریان اگزرژی متناظر با انتقال حرارت و کار نیز یک هزینه نسبت داده می‌شود [28]:

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q = c_q \dot{Q}_k (1 - \frac{T_0}{T_k}) \quad (۱۴)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (۱۵)$$

موازنه هزینه

فرایند هزینه‌گذاری اگزرژی شامل معادلات موازنه هزینه‌ای می‌باشد که معمولا برای هر یک از اجزای سیستم به صورت جداگانه نوشته می‌شود. یک موازنه هزینه که برای جزء k ام سیستم به کار می‌رود بیان می‌کند که هزینه کلی جریان‌های خروجی برابر است با هزینه کلی جریان‌های ورودی به اضافه هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری و هزینه عملکرد و نگهداری همان جزء که به صورت زیر نوشته می‌شود [28]:

$$\sum (c_e\, \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum (c_i\, \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (۱۶)$$

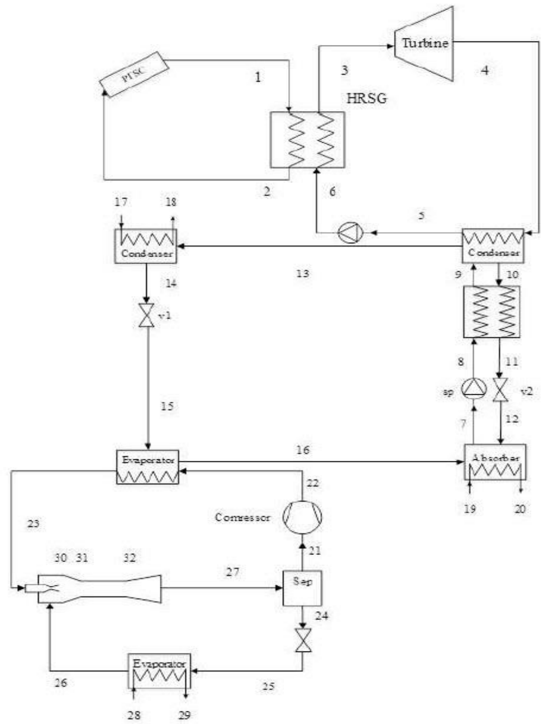
در رابطه فوق $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه برای جز kام می‌باشد و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF.\varphi}{N} \quad (۱۷)$$

بررسی عملکرد سیستم ترکیبی

طرح شماتیکی سیستم ترکیبی در شکل (۱) و طرح شماتیکی دما ـ نرخ انتقال حرارت اواپراتور در سیکل بخار به منظور به دست آوردن دماهای قسمت‌های مختلف مبدل حرارتی در شکل (۲) قابل مشاهده است. همان طور که در شکل مشاهده می‌شود روغن محرک خورشیدی در نقطه ۱ به عنوان محرک سیستم ترکیبی عمل می‌کند و بعد از کاهش دما در اواپراتور آلی به منظور افزایش دمای مجدد به کلکتور سهموی خطی باز می‌گردد. سیکل رانکین بخار نیز، سیکل چهار جزئی ساده بوده که در توربین تولید قدرت و در کندانسور دفع حرارت می‌کند. دفع گرمای کندانسور بخار منبع گرمایی مناسبی برای سیکل‌های ترمودینامیکی محرک دما پایین می‌باشد و در این تحقیق با افزایش دمای کندانسور بخار تا ۲۲ درجه سلسیوس از آن به عنوان محرک سیکل جذبی تک‌مرحله‌ای لیتیم بروماید ـ آب استفاده می‌گردد. همچنین همان طور که در شکل ملاحظه می‌شود از مبدل آبشاری به عنوان رابطه

بین سیکل جذبی و تراکمی اجکتوری استفاده شده و برودت مطلوب خروجی در اواپراتور سیکل تراکمی اجکتوری با سیال به عنوان مبرد تولید می‌گردد. در سیکل تراکمی اجکتوری نیز به جای شیر فشارشکن متداول سیکل تراکمی، از اجکتور به منظور کاهش فشار سیال استفاده می‌گردد. سیال دو فازی خروجی از اجکتور نیز به وسیله جداساز به مایع و بخار اشباع تبدیل می‌شود. بخار اشباع بعد از عبور از کمپرسور و افزایش فشار به مبدل حرارتی آبشاری رفته و مایع اشباع بعد از عبور از شیر فشارشکن و کاهش فشار به اواپراتور رفته و تولید برودت می‌کند. قابل ذکر است که محلول الکل در آب در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۱ طرح شماتیکی سیستم ترکیبی

به منظور شبیه‌سازی سیستم ترکیبی فرضیات ساده زیر در نظر گرفته می‌شود که در جدول (۱) و (۲) آمده است [28-32]:

۱) سیستم در حالت پایا کار می‌کند.

۲) از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف نظر می‌شود.

۳) سیال عامل خروجی مولد بخار فوق گرم بوده و درجه فوق گرمایش (اختلاف بین دمای اشباع اواپراتور و دمای خروجیسیال از مولد بخار) همواره ثابت است.

۴) در سیکل بخار سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع می‌باشد.

۵) در سیکل جذبی سیال خروجی ابزربر و ژنراتور در حالت تعادل و در دمای متناظر اجزای ذکر شده است.

۶) سیال مبرد در خروجی کندانسور جذبی مایع اشباع و در خروجی اواپراتور جذبی، بخار اشباع می‌باشد.

۷) سیال محلول خروجی ژنراتور در نقطه ۲۱ و خروجی ابزربر در نقطه ۱۸، مایع اشباع می‌باشد.

۸) سیال آلی سمت سیکل تراکمی اجکتوری خروجی از اواپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی (مبدل حرارتی آبشاری) مایع اشباع و سیال آلی خروجی اواپراتور سیکل تراکمی اجکتوری، بخار اشباع می‌باشد.

۹) در سیکل تراکمی اجکتوری، سیال بخار خروجی جداساز بخار اشباع و مایع خروجی، مایع اشباع می‌باشد.

جدول ۱ موارد اولیه ورودی سیکل ترکیبی

نماد	توضیح	مقدار
t_0(℃)	دمای محیط	۲۵
P.(kpa)	فشار محیط	۱۰۱/۳
t_1(℃)	دمای روغن محرک خورشیدی	۳۹۰
m_{oil}	دبی روغن محرک خورشیدی	۱
t_{HRSG}(℃)	دمای اشباع مولد بخار	۲۷۰
$\Delta t_{pinch,HRSG}$(℃)	درجه فوق گرمایش مولد بخار	۱۰۰
t_5(℃)	دمای کندانسور کندانسور بخار	۹۲
$\eta_{st,p}$	بازده آیزونتروپیک پمپ بخار	۰/۸
$\eta_{st,tur}$	بازده آیزونتروپیک توربین بخار	۰/۸۵
$\Delta t_{pinch,HRSG}$(℃)	اختلاف دمای پینچ مولد بخار	۳۰
t_{10}(℃)	دمای ژنراتور جذبی	۸۵
t_{16}(℃)	دمای اواپراتور جذبی	۱۰
t_{14}(℃)	دمای کندانسور جذبی	۳۵
t_7(℃)	دمای ابزربر جذبی	۳۵
η_p	بازده پمپ محلول جذبی	۰/۹۵
ε_{hx}	کارایی مبدل حرارتی محلول جذبی	۰/۸
t_{17}(℃) t_{19}(℃)	دمای آب خنک ورودی کندانسور و ابزربر	t_{8-14} t_{7-8}
t_{18}(℃) t_{20}(℃)	دمای آب خنک خروجی کندانسور و ابزربر	t_{14-3} t_{7-3}
t_{23}(℃)	دمای کندانسور تراکمی	۴۰
t_{26}(℃)	دمای اواپراتور تراکمی	-۱۰
t_{28}(℃)	دمای محلول الکل در آب ورودی به اواپراتور تراکمی	-۳
t_{29}(℃)	دمای محلول الکل در آب خروجی از اواپراتور تراکمی	-۸

جدول ۲ مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه سازی اجکتور [30]

نماد	توضیح	مقدار
$\mu_{initial}$	حدس ابتدایی نسبت جرمی	۰/۰۱
$\Delta p(kPa)$	افت فشار نازل جریان مکش	۱۰
η_{mn}	بازده نازل جریان محرک	۰/۸۵
η_{sn}	بازده نازل جریان مکش	۰/۸۵
η_{ms}	بازده مخلوط‌کننده	۰/۹۵
η_{d}	بازده دیفیوزر	۰/۸۵

بحث وبررسی

همچنین روابط مربوط به تحلیل اگزرژی ـ اقتصادی در اجزای مختلف سیستم ترکیبی به وسیله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار دارای یک زیرمجموعه از خواص سیالات مختلف است که با توجه به استفاده از سیالات متفاوت در قسمت‌های مختلف، برای شبیه‌سازی سیستم ترکیبی سودمند خواهد بود. در این قسمت ابتدا به منظور صحت‌سنجی نتایج به دست آمده، مقادیر خروجی مربوط به چیلر جذبی تک‌مرحله‌ای لیتیم بروماید ـ آب با نتایج مرجع [34] با موارد ورودی کاملا یکسان مطابق شکل (۳)، در جدول (۴) مربوط به سیکل تراکمی اجکتوری با نتایج مرجع [31] با موارد ورودی کاملا یکسان مطابق جدول (۵) در جدول (۶) مقایسه شده است. همان طور که ملاحظه می‌شود تطابق خوبی بین نتایج به دست آمده و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.

جدول ۳ موارد ورودی به منظور صحت‌سنجی چیلر جذبی لیتیم بروماید ـ آب

نماد	معرف	مقدار
$Q_{eva}(kW)$	ظرفیت اواپراتور	۱۰
$t_{۲۶}$(°C)	دمای اواپراتور	۶
$t_{۲۱}$(°C)	دمای محلول خروجی ژنراتور	۹۰
x_{poor}	کسر جرمی محلول رقیق	۵۵
x_{rich}	کسر جرمی محلول غلیظ	۶۰
$t_{۲۰}$(°C)	دمای محلول خروجی مبدل بازیاب	۶۵
$t_{۲۴}$(°C)	دمای بخار خروجی ژنراتور	۸۵

جدول ۴ نتایج صحت‌سنجی چیلر جذبی لیتیم بروماید ـ آب

نماد	تحقیق حاضر	فلوریدس و همکاران [۳۴]
W_{sp}	۰/۲۸۳	۰/۲۹
$Q_{abs}(kW)$	۱۳/۶۴	۱۳/۴۲
$Q_{gen}(kW)$	۱۳/۹۸	۱۴/۲
$Q_{con}(kW)$	۱۰/۶۳	۱۰/۷۸
COP	۰/۷۱۱	۰/۷۰۴

جدول ۵ موارد ورودی به منظور صحت‌سنجی سیکل پمپ حرارتی اجکتوری

نماد	معرف	مقدار
$t_{۲۳}$(°C)	دمای کندانسور تراکمی	۴۵
$t_{۲۶}$(°C)	دمای اواپراتور تراکمی	۱۵-
$\mu_{initial}$	حدس ابتدایی نسبت جرمی	۵/۵۱
$\Delta p(kPa)$	افت فشار نازل جریان مکش	۱۵
η_{mn}	بازده نازل جریان محرک	۵/۸۳
η_{sn}	بازده نازل جریان مکش	۵/۸۳
η_{ms}	بازده مخلوط‌کننده	۵/۲۳
η_{d}	بازده دیفیوزر	۵/۸۳

جدول ۶ نتایج صحت‌سنجی سیکل پمپ حرارتی اجکتوری

نماد	تحقیق حاضر	لی و همکاران
COP_{EVCRS}	۳/۷۱	۳/۶۶

نتایج

نتایج حالت ورودی پایه

مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و اگزرژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده اگزرژی اجزای مختلف سیکل در جدول (۷) آمده است. همان طور که مشاهده می‌شود بیشترین مقدار تخریب اگزرژی در کلکتور خورشیدی و اواپراتور بخار رخ می‌دهد. همچنین بالاترین بازده اگزرژی مربوط به اواپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی و کمترین مقدار بازده اگزرژی مربوط به ابزربر جذبی و کلکتور خورشیدی است. همچنین در حالت ورودی پایه پایه کار کلی ۳۳/۲۱ کیلووات، بازگشت‌ناپذیری کلی ۳۳۳/۸ کیلووات و بازده اگزرژی کلی ۱۲/۵۳ درصد می‌باشد. در انتها جدول (۸) نشان دهنده نتایج اگزرژی ـ اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. از جدول پیداست که کلکتور خورشیدی و توربین بخار باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی ـ اقتصادی مورد

توجه قرار بگیرند چون تقریبا بیشترین مقدار متعلق به این اجزا می‌باشد. همچنین همان طور از جدول پیداست کندانسور جذبی کمترین مقدار فاکتور اگزرژی ـ اقتصادی را داراست. مقدار به دست آمده برای جزء ذکر شده به این معنی است که قیمت تخریب اگزرژی بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور اگزرژی ـ اقتصادی می‌شود. در مورد چنین اجزایی در سیکل افزایش قیمت ابتدایی به منظور کاهش مقدار تخریب اگزرژی توصیه می‌شود. این مورد در مبدل‌های حرارتی به وسیله افزایش مساحت مبدل حرارتی (که منجر به افزایش قیمت ابتدایی آن می‌شود) و از سوی دیگر کاهش اختلاف دما در مبدل حرارتی (که منجر به کاهش برگشت‌ناپذیری در مبدل حرارتی می‌گردد) محقق می‌شود. همچنین مقدار هزینه واحد انرژی الکتریکی تولید شده به وسیله توربین در سیکل رانکین بخار ۳۱/۴۳ دلار بر گیگاژول می‌باشد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور اگزرژی ـ اقتصادی برای سیکل ترکیبی ۴۳/۵۲ درصد می‌باشد. این مقدار نشان‌دهنده این است که توازن نسبتا مناسبی بین نرخ هزینه تخریب اگزرژی و نرخ هزینه ابتدایی سیکل ترکیبی وجود دارد.

جدول ۷ مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و اگزرژی‌های اجزای مختلف سیکل ترکیبی و همچنین بازده اگزرژی

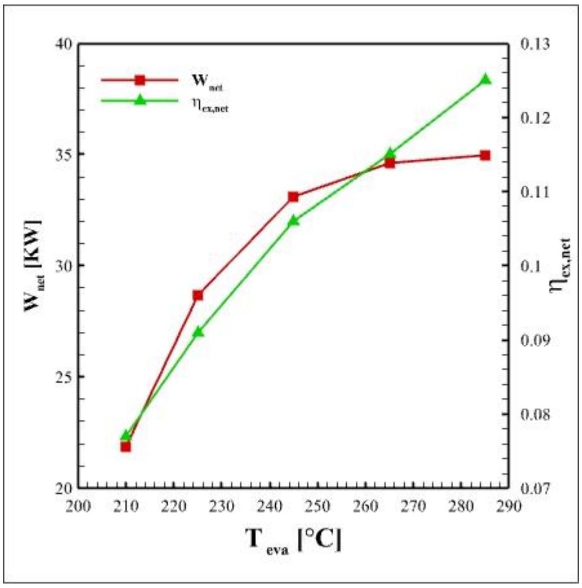
جزء	Q یا W (kW)	$Ex_f(kW)$	$Ex_p(kW)$	Ex_D (kW)	η_{ex}
کلکتور خورشیدی	۳۰۹/۱	۴۳۴/۴	۱۵۴/۴	۲۸۰	۰/۳۵۵
اواپراتور بخار	۳۰۹/۱	۱۵۴/۴	۱۳۰/۹	۲۳/۵۷	۰/۸۴۷
توربین بخار	۷۷/۷۲	۸۸/۹۱	۷۷/۷۲	۱۱/۱۹	۰/۸۷۴
پمپ بخار	۰/۸	۰/۸	۰/۶۶۹	۰/۱۳۱	۰/۸۳۶
کندانسور بخار/ ژنراتور جذبی	۲۳۲/۱	۴۲/۶۹	۳۲/۴۳	۱۰/۲۶	۰/۷۵۹
کندانسور جذبی	۲۰۰/۴	۷/۱۳۷	۳/۰۷۵	۴/۰۶۲	۰/۴۳
ابزربر جذبی	۲۲۲/۴	۱۴/۳۷	۳/۴۱۲	۱۰/۹۶	۰/۲۳۷
مبدل حرارتی محلول	۲۸/۹۵	۲/۹۳۱	۲/۲۴۱	۰/۶۸۹	۰/۷۶۴
اواپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی	۱۸۹/۳	۹/۹۲۶	۹/۴۲۳	۰/۵۰۳	۰/۹۴۹
کمپرسور تراکمی	۴۰/۲۵	۴۰/۲۵	۳۳/۰۱	۷/۲۴۴	۰/۸۲
اجکتور	–	۶۰/۰۷	۵۶/۲۸	۳/۸۰۱	۰/۹۳۶
اواپراتور تراکمی	۱۴۹	۱۹/۷۲	۱۷/۱۳	۲/۵۹۶	۰/۸۶۸

جدول ۸ نتایج اگزرژی ـ اقتصادی برای سیکل ترکیبی

جزء	(\$/h)	Z(\$/h)	f(%)
کلکتور خورشیدی	۱۸/۴۲	۱۰/۱۶	۳۵/۵۶
اواپراتور بخار	۱/۵۵۱	۱/۹۹۵	۵۶/۲۶
توربین بخار	۱/۰۵۴	۶/۰۲۹	۸۵/۱۲
پمپ بخار	۰/۰۲۴	۰/۰۸۵	۷۷/۹۲
کندانسور بخار/ ژنراتور جذبی	۰/۹۶۵	۳/۱۶۶	۷۶/۶۳
کندانسور جذبی	۱/۰۵۸	۰/۰۴۷	۱/۱۱
ابزربر جذبی	۲/۱۹۶	۰/۳۷۲	۱۴/۵۱
مبدل حرارتی محلول	۰/۱۵۳	۰/۱۶	۳۵/۲
اواپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی	۰/۱۳۱	۰/۶۷۷	۳۸/۷۹
کمپرسور تراکمی	۱/۳۴۲	۰/۳۸	۲۲/۰۹
اجکتور	۱/۹۹۸	–	–
اواپراتور تراکمی	۱/۴۵۷	۳/۲۳۴	۶۸/۹۵

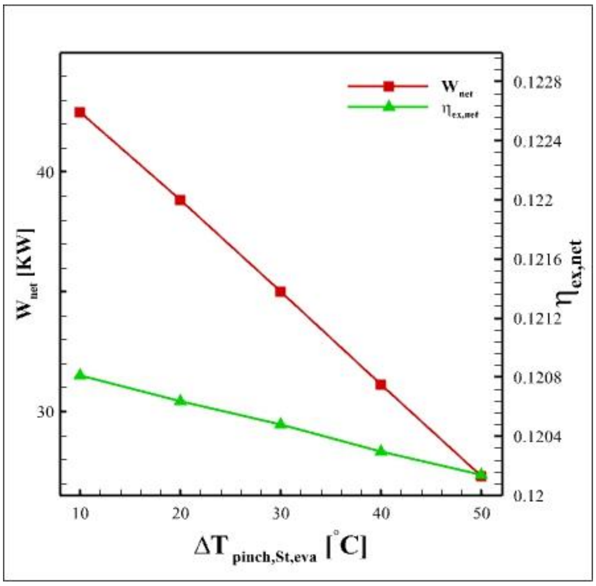
نتایج پارامتری

در این قسمت اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین گازی و دمای اواپراتور بخار را بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی ـ اقتصادی بررسی شده است. توجه کنید که به منظور تحلیل پارامتری تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیکل ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول (۱) ثابت می‌مانند. شکل (۲) نشان‌دهنده تغییرات دمای اواپراتور بخار در بازه ۲۱۰ تا ۲۹۰ درجه سلسیوس بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی است. با افزایش دمای اواپراتور بخار در محدوده در نظر گرفته شده کار کلی دارای مقدار بیشینه بوده و بازده اگزرژی افزایش می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور بخار و با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اواپراتور و کلکتور خورشیدی باعث کاهش دبی سیکل بخار و کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی شده است. از سوی دیگر کاهش دبی بخار منجر به کاهش دبی بخش‌های مختلف سیستم ترکیبی و کاهش کار مورد نیاز کمپرسور و دبی آب سرد تولیدی در اواپراتور سیکل تراکمی اجکتوری را نتیجه داده است. در مورد کار کلی، تأثیر متناقض کاهش دبی بخار و افزایش اختلاف آنتالپی توربین باعث ایجاد بیشینه برای کار کلی شده است. اما در مورد بازده اگزرژی، کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور در مخرج کسر رابطه بازده، افزایش آن را نتیجه داده است.



شکل ۲ اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی

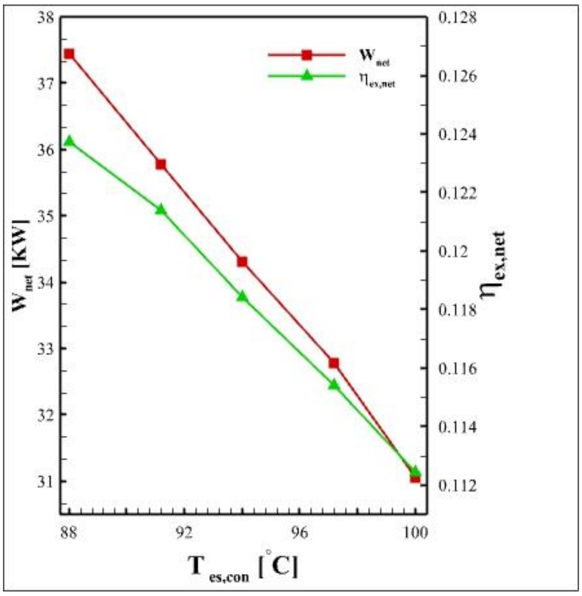
در شکل (۳) تأثیر تغییرات اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی قابل مشاهده است. در این حالت نوشتن معادله پایستگی انرژی در اواپراتور بخار و کلکتور خورشیدی، به ترتیب کاهش دبی بخار و کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد. کاهش دبی بخار با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی توربین بخار، عامل مؤثر در کاهش کار خروجی توربین بخار و کار کلی می‌باشد. از سوی دیگر اثر متناقض کاهش کار کلی در صورت کسر و کاهش مساحت کلکتور در مخرج کسر بازده اگزرژی باعث می‌شود که بازده اگزرژی کلی به مقدار اندکی کاهش بیابد.



شکل ۳ اثر تغییر اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی

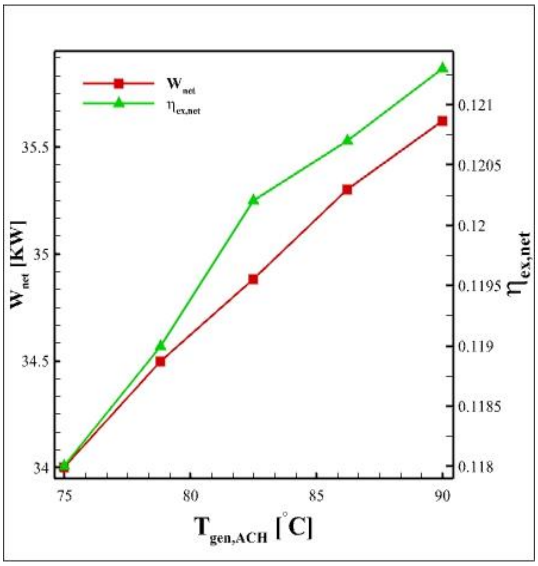
در شکل (۴) اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی قابل مشاهده است. همان طور که در شکل ملاحظه می‌شود با افزایش دمای کندانسور در محدوده مورد بررسی، کار و بازده اگزرژی کلی کاهش می‌یابد. در این مورد با ثابت ماندن دبی سیکل بخار، عامل اصلی کاهش کار خروجی کلی، کاهش اختلاف آنتالپی توربین بخار و کاهش کار خروجی سیکل بخار می‌باشد که کاهش کار کلی و بازده اگزرژی کلی را حاصل می‌دهد. در این حالت افزایش دمای کندانسور بخار با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اواپراتور بخار و کندانسور بخار، به ترتیب کاهش اندک مساحت مورد نیاز کلکتور و افزایش دبی

جریان اصلی سیکل جذبی را حاصل می‌کند. از سوی دیگر افزایش دبی جریان اصلی چیلر جذبی، افزایش دبی سیکل تراکمی اجکتوری و افزایش برودت خروجی را حاصل می‌دهد. در انتها در رابطه بازده اگزرژی، علی‌رغم کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور و افزایش برودت تولیدی، کاهش کار مورد نیاز کلی باعث کاهش بازده اگزرژی می‌شود.



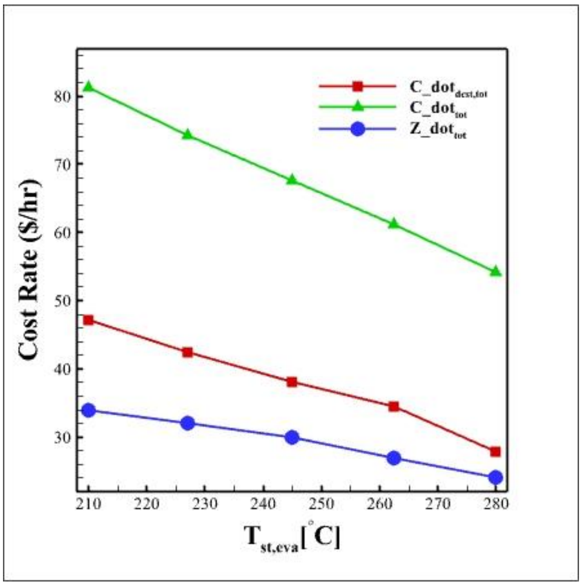
شکل ۴ اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی

در شکل (۵) اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی قابل مشاهده است. همان طور که در شکل ملاحظه می‌شود افزایش دمای ژنراتور در محدوده مورد نظر باعث افزایش کار خروجی کلی و بازده اگزرژی می‌شود. در این مورد افزایش دمای اواپراتور با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در کندانسور بخار/ ژنراتور جذبی، کاهش دبی جریان اصلی عبوری از سیکل جذبی را نتیجه می‌دهد که کاهش دبی جریانات مختلف در سیستم به جز دبی سیکل بخار را حاصل می‌کند. کاهش دبی عبوری، کاهش کار مورد نیاز پمپ محلول و کمپرسور تراکمی را باعث شده که افزایش کار کلی خروجی را حاصل می‌کند. این افزایش در رابطه بازده اگزرژی نیز اثر غالب داشته که علی‌رغم کاهش برودت تولیدی، باعث افزایش بازده اگزرژی کلی می‌شود.



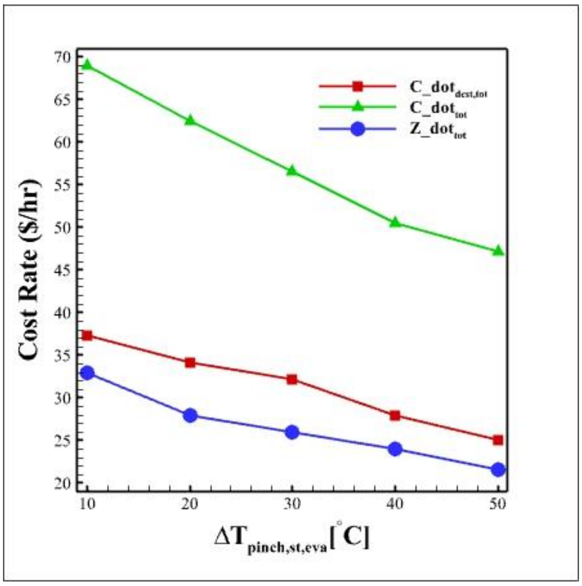
شکل ۵ اثر تغییر دمای ژنراتور جذبی بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی

در شکل (۶) اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ‌های هزینه قابل مشاهده است. همان طور که در شکل (۶) ملاحظه می‌شود، افزایش دمای اواپراتور، کاهش تمامی نرخ‌های هزینه را در پی دارد. در این مورد همان طور که قبلا توضیح داده شده، افزایش دمای اواپراتور باعث کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور و دبی بخش‌های مختلف سیستم ترکیبی شده که کاهش نرخ هزینه ابتدایی و هزینه تخریب اگزرژی تمامی اجزای سیستم ترکیبی را نتیجه می‌دهد.



شکل ۶ اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ‌های هزینه

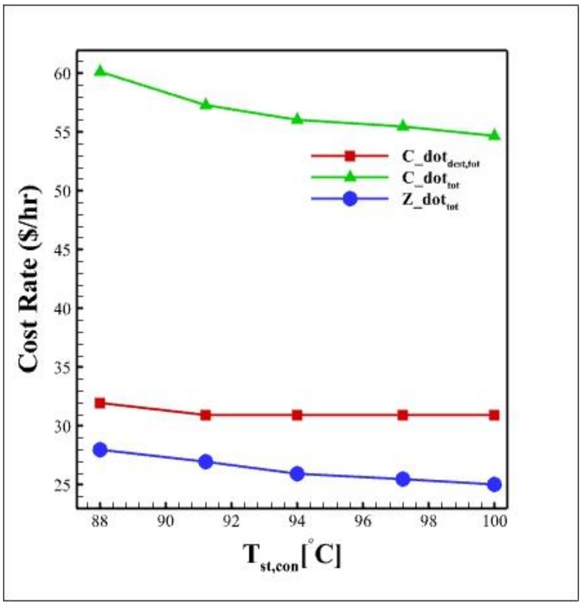
شکل (۷) نشان‌دهنده تغییرات مؤلفه‌های اقتصادی سیستم بر اساس اختلاف دمای اواپراتور بخار قابل مشاهده است. در این حالت افزایش اختلاف دمای اواپراتور، مانند حالت قبل کاهش تمامی هزینه‌ها را نتیجه می‌دهد. در این مورد افزایش اختلاف دما، کاهش مساحت کلکتور و دبی تمامی جریانات سیکل ترکیبی را باعث می‌شود که کاهش تمامی نرخ‌های هزینه را در پی دارد.



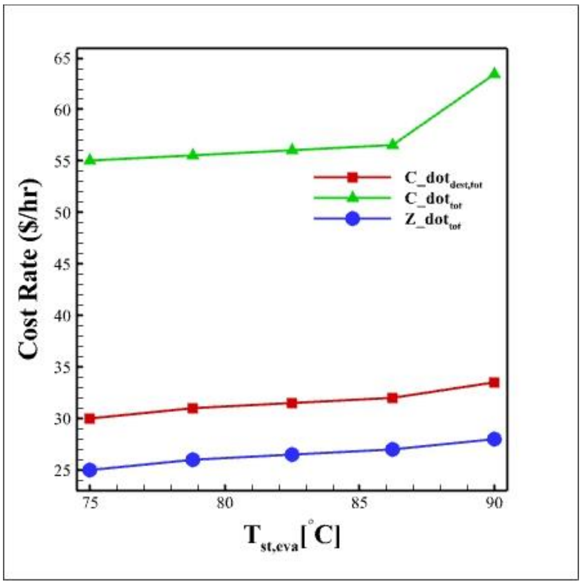
شکل ۷ اثر تغییر اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ‌های هزینه

در شکل (۸) اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی نرخ‌های هزینه قابل مشاهده است. در این مورد نیز همان طور که در شکل (۹) ملاحظه می‌شود، کاهش دمای کندانسور، کاهش اندک تمامی نرخ‌های هزینه را باعث می‌شود. در این حالت کاهش نرخ هزینه ژنراتور جذبی و کلکتور خورشیدی عامل مؤثر در کاهش نرخ هزینه ابتدایی بوده و در مورد نرخ هزینه تخریب اگزرژی، افزایش دمای کندانسور تأثیر پیچیده و متناقضی در اجزای مختلف سیکل جذبی و تراکمی گذاشته که در نهایت کاهش اندک آن را باعث می‌شود. نرخ هزینه کلی نیز در اثر کاهش دو ترم مختلف آن، کاهش می‌یابد.

در شکل (۹) اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی نرخ‌های هزینه قابل مشاهده است. در این حالت همان طور که در شکل ملاحظه می‌شود، افزایش دمای ژنراتور باعث افزایش تمامی نرخ‌های هزینه می‌گردد. در مورد نرخ هزینه ابتدایی، این نرخ هزینه در کلکتور خورشیدی و اجزای سیکل بخار ثابت مانده و در اکثر اجزای سیکل جذبی و تراکمی کاهش می‌یابد. اما افزایش قابل توجه نرخ هزینه ابتدایی در ژنراتور جذبی باعث افزایش نرخ هزینه ابتدایی کلی می‌گردد. اما در مورد نرخ هزینه تخریب اگزرژی تقریبا عکس حالت فوق اتفاق می‌افتد یعنی نرخ هزینه تخریب اگزرژی تمامی اجزای سیکل جذبی و تراکمی به جز ژنراتور افزایش یافته که افزایش نرخ هزینه تخریب اگزرژی نرخ هزینه کلی را نتیجه می‌دهد.



شکل ۸ اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی نرخ‌های هزینه



شکل ۹ اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی نرخ‌های هزینه

نتیجه‌گیری

در این تحقیق سیکل آبشاری تولید همزمان متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی اجکتوری با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی از منظر انرژی، اگزرژی، اقتصادی و اگزرژی ـ اقتصادی شبیه‌سازی گردید. بعد از بررسی نتایج در حالت ورودی پایه، تحلیل پارامتری به منظور بررسی تأثیر موارد مختلف بر روی نتایج انرژی، اگزرژی، اقتصادیو اگزرژی ـ اقتصادی انجام گردید. نتایج این تحقیق حاکی از آن بود که:

۱. در حالت ورودی پایه کار کلی ۳۵/۲۱ کیلووات، و بازگشت‌ناپذیری کلی ۳۶۵/۸ کیلووات و بازده اگزرژی کلی ۱۲ /۰۵ درصد می‌باشد.

۲. بیشترین مقدار تخریب اگزرژی در کلکتور خورشیدی و اواپراتور سیکل بخار رخ می‌دهد.

۳. کلکتور خورشیدی و توربین سیکل بخار به عنوان اجزایی معرفی می‌شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون تقریبا بیشترین مقدار Z_k+C_D متعلق به این اجزا می‌باشد.

۴. نتایج تحلیل پارامتری حاکی از آن است که افزایش دمای اواپراتور بخار باعث ایجاد بیشینه برای کار کلی، افزایش بازده اگزرژی و کاهش تمامی هزینه‌ها شده و در مجموع تأثیر مثبتی بر روی عملکرد سیستم ترکیبی دارد.

۵. افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار باعث کاهش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می‌شود.

۶. افزایش دمای کندانسور بخار نیز باعث کاهش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می‌شود.

۷. افزایش دمای ژنراتور جذبی باعث افزایش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می‌شود.

۸. در بین موارد مورد بررسی تغییر دمای و اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار، تأثیر بیشتر و تغییر دمای ژنراتور جذبی تأثیر کمتری بر روی کار خروجی و بازده اگزرژی دارد.

واژه‌نامه

رانکین	Rankine
سیکل	Cycle
کلکتور سهموی خطی	PTC
انرژی	Energy
اگزرژی	Exergy
اجکتور	Ejector
الگوریتم	Algorithm
کندانسور	Condenseur
اواپراتور	Evaporator
پمپ	Pump
موتور احتراق داخلی چرخه رانکین آلی	ICE
چرخه توان جذبی	ORC
کالینا	Kalina
حجم کنترل	Control Volume

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] E. Bellos, C. Tzivanidis & K.A. Antonopoulos, "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 102, No. 7, Pp. 49-59, (2016). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.041

[2] N. Nazari, P. Heidarnejad & S. Porkhial, "Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergoeconomic analysis for waste heat recovery application", *Energy Conversion and Management*, Vol. 127, No. 3, Pp. 66-79, (2016). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.022

[3] A. Kardgar, "Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 34, No. 4, Pp. 19-34, (2023). https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.1108

[4] Y. Zhou, Y.Wu, F.Li & L.Yu , "Performance analysis of zeotropic mixtures for the dual-loop system combined with internal combustion engine", *Energy Conversion and Management*, Vol. 118, No. 40, Pp. 6-14, (2016). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.006

[5] D.Wu, L.Aye, T.Ngo & P.Mendis, "Optimization and financial analysis of an organic Rankine cycle cooling system driven by facade integrated solar collectors", *Applied Energy*, Vol. 185, No. 1, Pp. 72-82, (2017). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.071

[6] B.Patel , N.B. Desai & S.Kachhwaha, "Optimization of waste heat based organic Rankine cycle powered cascaded vapor compression-absorption refrigeration system", *Energy Conversion and Management*, Vol. 154, No. 5, Pp. 76-90, (2017). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.045

[7] R.Lizarte, M.Palacios-Lorenzo & J.Marcos, "Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 127, No. 3, Pp. 78-89, (2017). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.063

[8] H.Ghaebi, T.Parikhani, H.Rostamzadeh & B. Farhang, "Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles", *Energy*, Vol. 139, Pp. 262-276, (2017). https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.154

[9] M.Moghimi, M.Emadi , P. Ahmadi & H. Moghadasi, "4E analysis and multi-objective optimization of a CCHP cycle based on gas turbine and ejector refrigeration", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 141, Pp. 516-530, (2018). https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.075

[10] J.Li, P.Li, G. Pei , J.Z. Alvi & J. Ji , "Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander", *Applied Energy*, Vol. 165, No. 6, Pp. 27-38, (2016). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.087

[11] E. Bellos, C. Tzivanidis, "Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors", *Energy Conversionand Management*, Vol. 168, No. 3, Pp. 29-42, (2018). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.024

[12] R. J. Souza, C. A. C. Dos Santos, A. A. V. Ochoa, A. S. Marques, , J. L. M. Neto & A.P. S. Michima, "Proposal 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study", *Energy Conversion and Management*, Vol. 217, (2020). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113002

[13] Y. Wang, T. Chen, Y. Liang, H. Sun & Y. Zhu, "A novel cooling and power cycle based on the absorption power cycle and booster-assisted ejector refrigeration cycle driven by a low-grade heat source: Energy, exergy and exergoeconomic analysis", *Energy Conversion and Management*, Vol. 204, No. 11, Pp. 21-23, (2020). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112321

[14] M. A. Ashraf, Z. Liu, C. Li, W. X. Peng & H. Ghaebi, "Proposal and comprehensive analysis of an innovative CCP plant based on an internal integration of double flash power system and ejector refrigeration cycle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 203, No. 11, Pp. 22-32 , (2020). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112232

[15] T. K. Gogoi & P. Hazarika, "Comparative assessment of four novel solar based triple effect absorption refrigeration

systems integrated with organic Rankine and Kalina cycles", *Energy Conversion and Management*, Vol. 226, No. 11, Pp. 35-61, (2020). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113561

[16] M. Zoghi, H. Habibi, A. Y. Choubari & M. A . Ehyaei, "Exergoeconomic and environmental analyses of a novel multi-generation system including five subsystems for efficient waste heat recovery of a regenerative gas turbine cycle with hybridization of solar power tower and biomass gasifier", *Energy Conversion and Management*, Vol. 228, (2021). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113702

[17] Y. Cao, H. A. Dhahad, H. M. Hussen & T. Parikhani, "Proposal and evaluation of two innovative combined gas turbine and ejector refrigeration cycles fueled by biogas: Thermodynamic and optimization analysis", *Renewable Energy*, Vol. 181, Pp. 749-764, (2022). https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.09.043

[18] P. Ahmadi, I. Fakhari & M. A. Rosen, "A comprehensive approach for tri-objective optimization of a novel advanced energy system with gas turbine prime mover, ejector cooling system and multi-effect desalination", *Energy*, Vol. 254, (2022). https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124352

[19] A. H. Mosaffa, "A new combined power and dual ejector refrigeration system using zeotropic mixtures with composition adjustable driven by geothermal resource: An exergoeconomic performance evaluation", *Geothermics*, Vol. 108, No. 10, Pp. 26-29, (2023). https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102629

[20] D. Dadpour, M. Gholizadeh, E. Lakzian, M. Delpisheh & H. D, Kim, "Vehicle refrigeration modification using an ejector: optimization and exergoeconomic analysis", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, Vol. 148, (2023). https://doi.org/10.1016/j.jtice.2023.104875

[21] M, R. H , J. Spitzenberger, S. K. Mohammadian & H. Ma, "Exergoeconomic analysis of an integrated humidification-dehumidification desalination/open-cycle ejector system for freshwater and cooling energy production", *Energy Conversion and Management*, Vol. 276, No. 11, Pp. 63-65 , (2023). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116563

[22] Y. Jiang, Y. Ma, F. Han, Y. Ji, W. Cai & Z. Wang , "Assessment and optimization of a novel waste heat stepped utilization system integrating partial heating sCO2 cycle and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures for gas turbine", *Energy*, Vol. 265, (2023). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116563

[23] Gaforian, H. Niazmand, "Optimization of Combined Cooling Heating and Power System (CCHP) by a Novel Hybrid Method", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 30, No. 1, Pp. 61-78, (2019). https://doi.org/10.22067/fum-mech.v30i1.60627

[24] T. Gholizadeh, H. Ghiasirad, A. Skorek-Osikowska & A. Arabkoohsar, "Techno-economic optimization and working fluid selection of a biogas-based dual-loop bi-evaporator ejector cooling cycle involving power-to-hydrogen and water facilities", *International Journal of Hydrogen Energy*, (2024). https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.04.104

[25] K. Javaherdeh, M. Zoghi, Alizadeh, "Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source", *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 7, Pp. 308-316, (2016). http://dorl.net/dor/20.1001.1.10275940.1395.16.7.13.8

[26] P. Ahmadi, "*Modeling, analysis and optimization of integrated energy systems for multigeneration purposes*", Doctor of Philosophy (PhD), Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology,

(2013).

[27] A. Bejan, E. Mamut, *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, Springer Science & Business Media, (2012).

[28] I. Dincer, and M.A. Rosen, "Exergy: energy, environment and sustainable development", Applied Energy, Vol. 64, No. 1-4, Pp. 427-440, (2012). https://doi.org/10.1016/S0306-2619(99)00111-7

[29] P. Ahmadi, I. Dincer, "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, Pp. 296-308, (2011). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.023

[30] L. Liu, Z. Li, Y. Jing & S. Lv, "Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for absorption subsystem in solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system based on data of entire working period", *Energy Conversion and Management*, Vol. 167, No. 1, Pp. 65-75, (2018). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.102

[31] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, & X. Wang, "Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle", *Applied energy*, Vol. 121, No. 9, Pp. 6-10, (2014). https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079

[32] FA, Al-Sulaiman, "Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles", *Energy Conversion and Management*, Vol. 77, No. 44, Pp. 1-9, (2014). https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.013

[33] FA. Boyaghchi, M. Mahmoodnezhad, V. Sabeti, "Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid", *Journal of Cleaner Production*, Vol. 139, No. 9, Pp. 70-85, (2016). https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.08.125

[34] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, & L. Wrobel, "Design and construction of a LiBr–water absorption machine", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 2, Pp. 483-508, (2003). https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2